

Міністерство освіти і науки України
Національний технічний університет України
”Київський політехнічний інститут ім. Ігоря Сікорського”

ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ ГАЗОТУРБІННИХ УСТАНОВОК

Методичні рекомендації

до виконання комп’ютерного практикуму
для студентів спеціальностей «Теплоенергетика» та
«Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

Київ
2017

Визначення ефективності роботи газотурбінних установок
[Текст]: методичні рекомендації до виконання комп'ютерного практикуму для студ. спеціальностей «Теплоенергетика» та «Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка» / Уклад: В.І. Шкляр, В.В. Дубровська – К.: НТУУ «КПІ», 2017. – 32 с.

Рекомендовано вченою радою
ІЕЕ, КПІ ім. Ігоря Сікорського
(Протокол № 2 від 25 вересня 2017 р.)

Навчальне електронне видання

Визначення ефективності роботи газотурбінних установок

Методичні рекомендації до виконання комп'ютерного практикуму
для студентів спеціальностей «Теплоенергетика» та
«Електроенергетика, електротехніка та електромеханіка»

Укладачі: В.І. Шкляр, канд. техн. наук, доц.
В.В. Дубровська, канд. техн. наук, доц.

Відповідальний редактор В.П. Студенець, канд. техн. наук, доц.

Рецензент О.В. Коцар, канд. техн. наук, доц.

ЗМІСТ

Вступ.....	4
1 Мета роботи.....	5
2 Основні теоретичні відомості	6
2.1 Цикл Брайтона з підведенням теплоти при $p=\text{const}$	8
2.2 Цикл Гемфрі з підведенням теплоти при $v=\text{const}$	9
2.3 Теоретичний та дійсний цикл ГТУ.....	13
2.4 Техніко-економічні показники ГТУ.....	15
3 Опис комп'ютерної програми для розрахунку ГТУ в програмному середовищі EXCEL.....	17
4 Послідовність виконання роботи та оформлення звіту.....	26
Контрольні запитання.....	27
Список рекомендованої літератури.....	28
ДОДАТКИ.....	29

ВСТУП

Застосування газотурбінних установок (ГТУ) в теплоенергетиці створює реальні можливості значно покращувати техніко-економічні та екологічні показники електричної та теплової енергії, в першу чергу при їх використанні для покриття пікових навантажень і в якості складового елементу комбінованих парогазових і енергетичних установок. Тому вивчення методів розрахунку ГТУ та визначення її ефективності є необхідною складовою частиною підготовки теплоенергетика.

1 МЕТА ТА ОСНОВНІ ЗАВДАННЯ РОБОТИ

Мета роботи – закріпити та поглибити знання, отримані при вивченні курсу “Енергетичні системи та комплекси 1. Джерела енергії” (розділ “Компресори та теплові двигуни”); ознайомитись з методикою розрахунку ГТУ, яка працює за циклом Брайтона, та визначити оптимальні параметри циклу, отримання студентами практичних навичок роботи в середовищі Excel.

Основні завдання роботи:

1. Виконати тепловий розрахунок простої схеми ГТУ за допомогою програмного середовища Excel.
2. Визначити питому $N_T^{\text{пит.}}$, кВт/кг, повітря і повну N_T , кВт, потужність на валу турбіни; а також повну електричну потужність на клеммах генератора N_e , кВт, ефективний ККД на валу турбіни η_e в залежності від ступеня стиснення в газовій турбіні π_K .
3. Побудувати залежність $\eta_e = f(\pi_K)$ та визначити оптимальне значення π_K .
4. Визначити оптимальне значення. Провести розрахунки для оптимально π_K .

2 ОСНОВНІ ТЕОРЕТИЧНІ ВІДОМОСТІ

Газотурбінними установками називається агрегат, до складу якого входить компресор, камера згоряння і газова турбіна. Це порівняно молодий тип теплосилових установок, які виникли на початку минулого століття з появою нового теплового двигуна – газової турбіни.

ГТУ – відноситься до числа двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ). Газ, що утворився при спалюванні рідкого або газоподібного палива в камері згоряння, надходить в турбіну. Продукти згоряння з високою температурою і тиском прямують в комбіноване сопло, розширюються, і з великою швидкістю поступають на лопатки газової турбіни, де використовується їх кінетична енергія для отримання механічної енергії.

ГТУ у порівнянні з поршневими ДВЗ мають ряд переваг:

1. Простота силової установки.
2. Відсутність поступальних частин, що рухаються.
3. Можливість отримання великих чисел обертів, що дозволяє суттєво знизити вагу і габарити установки.
4. Велика потужність в одному агрегаті.
5. Здійснення циклу з повним розширенням і тим самим з великим термічним ККД.
6. Використання дешевих сортів палива (гас).

При термодинамічному дослідженні циклів вважають, що:

- цикли замкнені (насправді ж продукти згоряння відводяться в атмосферу, а на їх місце поступає нове робоче тіло);
- робоче тіло в циклі – ідеальний газ з постійною теплоємністю;
- процес згоряння, пов'язаний з хімічними змінами складу газу - оборотний процес підведення теплоти q_1 ззовні;
- процес відведення теплоти з продуктами згоряння - оборотний процес відведення теплоти q_2 від робочого тіла;
- механічні втрати (втрати на тертя) і втрати теплоти в оточуюче середовище (передача теплоти від стінок і винесення теплоти з охолоджуючою водою) відсутні.

При таких передумовах можна вважати, що ГТУ працюють за оборотними термодинамічними циклами. Дослідження циклів супроводжуються їх графічним зображенням у p - v - і T - s діаграмах.

До числа можливих ідеальних циклів ГТУ відносять:

1. Цикл з підведенням теплоти при постійному тиску $p = \text{const}$ - цикл Брайтона.
2. Цикл з підведенням теплоти при постійному об'ємі $v = \text{const}$ - цикл Гемфрі.
3. Цикл з регенерацією.

У всіх циклах ГТУ теплота за наявності повного розширення в турбіні відводиться при постійному тиску.

2.1 Цикл Брайтона з підведенням теплоти при $p=\text{const}$

Цикл Брайтона наведено на (рис.1). Компресор 2 приводиться в рух газовою турбіною 4 і подає стисле повітря в камеру згоряння 5, в яку через форсунки упрскується рідке паливо насосом 3, що знаходиться на валу турбіни. Утворені продукти згоряння розширюються в сопловому апараті і частково на робочих лопатках турбіни і викидаються в атмосферу. Процес 1-2 - адіабатне стиснення повітря в компресорі; 2-3-підведення теплоти в камеру згоряння при $p = \text{const}$; 3-4 - адіабатний процес розширення; 4-1 – ізобарний процес відведення теплоти в навколишнє середовище.

Параметри циклу:

- ступінь підвищення тиску повітря $\pi_K = \frac{p_2}{p_1}$;
- ступінь попереднього розширення $\rho = \frac{v_3}{v_2}$.

Термічний ККД циклу: $\eta_{tp} = 1 - \frac{q_2}{q_1}$,

де $q_1 = h_3 - h_2 = c_p (T_3 - T_2)$, $q_2 = h_4 - h_1 = c_p (T_4 - T_1)$.

$$\eta_t = 1 - \frac{q_2}{q_1} = 1 - \frac{c_p (T_4 - T_1)}{c_p (T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

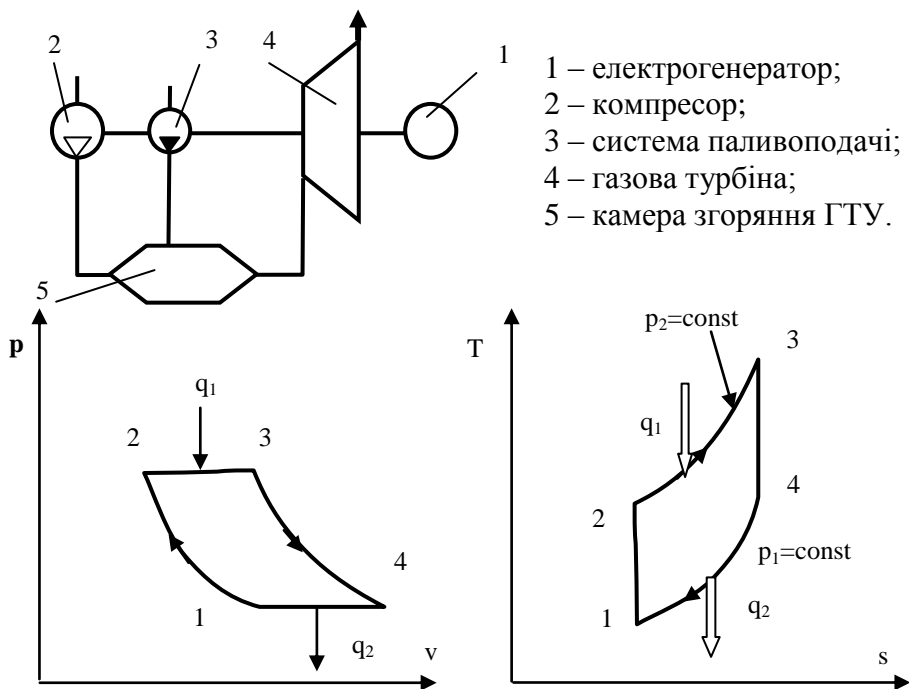


Рис. 1 Схема ГТУ, яка працює за циклом Брайтона.

Знайдемо вирази для температур T_2, T_3, T_4 через T_1

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}}; \Rightarrow T_2 = T_1 \pi^{\frac{k-1}{k}}; \quad \frac{T_3}{T_2} = \frac{v_3}{v_2} \Rightarrow T_3 = T_2 \cdot \rho = T_1 \pi^{\frac{k-1}{k}} \rho;$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{P_4}{P_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_1}{P_1 \pi} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{1}{\pi} \right)^{\frac{k-1}{k}}; \quad T_4 = T_3 \left(\frac{1}{\pi} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_1 \rho.$$

Використовуючи значення температури в точці 1 і параметри циклу можна отримати залежність для визначення термічного ККД циклу Брайтона:

$$\eta_t^{BP} = 1 - \frac{1}{\pi^{\frac{k-1}{k}}}.$$

2.2 Цикл Гемфрі з підведенням теплоти при $v=\text{const}$

Цикл Гемфрі наведено на рис.2. Компресор 2, що приводиться в рух газовою турбіною 4, подає стисле повітря в камеру згоряння 5 через керований клапан 8. Рідке паливо в камеру згоряння подається періодично форсунками через паливний клапан 7 насосом 3, що знаходиться на валу турбіни. В камері згоряння при закритих клапанах 7 і 8 відбувається горіння палива в постійному об'ємі. При збільшенні тиску відкривається клапан 6, який знаходиться в кінці камери згоряння, і продукти згоряння поступають на турбіну, здійснюють роботу і викидаються в атмосферу.

Процес 1-2- адіабатне стиснення повітря в компресорі; 2-3- підведення теплоти в камеру згоряння при $v = \text{const}$; 3 - 4 – адіабатний процес розширення; 4-1 – ізобарний процес віддачі теплоти в навколишнє середовище.

Параметрами циклу є:

- ступінь підвищення тиску повітря - $\pi_K = \frac{P_2}{P_1}$;
- ступінь ізохорного підвищення тиску - $\lambda = \frac{P_3}{P_2}$.

Термічний ККД циклу:

$$\eta_t^\Gamma = 1 - \frac{q_2}{q_1} ,$$

$$\text{де } q_1 = h_3 - h_2 = c_v(T_3 - T_2), \quad q_2 = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1).$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{p_1}{p_3} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{p_1}{p_1 \pi \lambda} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{1}{\pi \lambda} \right)^{\frac{k-1}{k}}; \quad \frac{p_3}{p_2} = \lambda \Rightarrow$$

$$p_3 = \lambda p_2; \quad p_3 = p_1 \lambda \pi;$$

$$T_4 = T_3 \left(\frac{1}{\pi \lambda} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_1 \pi^{\frac{k-1}{k}} \cdot \lambda \left(\frac{1}{\pi \lambda} \right)^{\frac{k-1}{k}} = T_1 \lambda^{\frac{1}{k}};$$

$$\text{Параметри газу: точка 2 - } T_2 = T_1 \pi^{\frac{k-1}{k}}; \text{ т.3 - } T_3 = T_1 \pi^{\frac{k-1}{k}} \lambda;$$

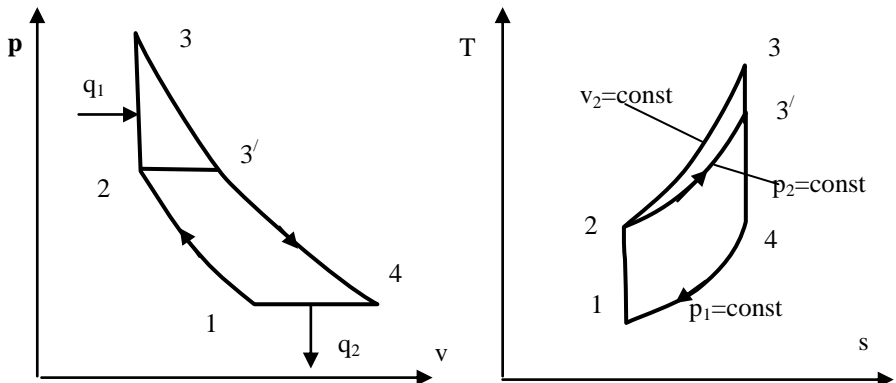
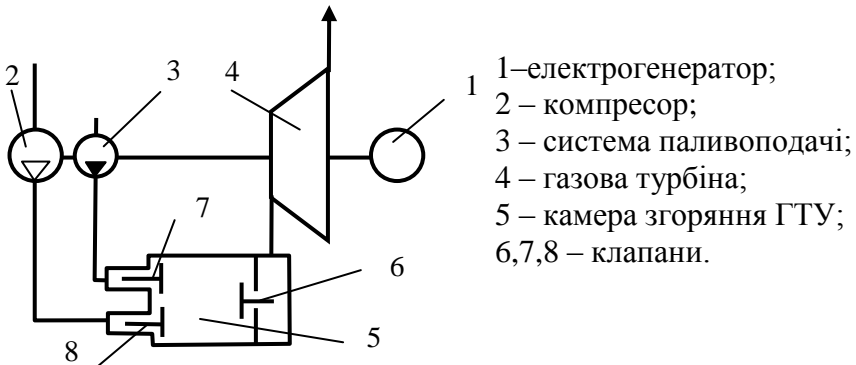


Рис.2 Схема ГТУ, яка працює за циклом Гемфрі.

Термічний ККД циклу Гемфрі буде дорівнювати:

$$\eta_t^{\Gamma} = 1 - \frac{k(\lambda^{\frac{1}{k}} - 1)}{\pi^{\frac{k-1}{k}} (\lambda - 1)}.$$

З порівняння між собою циклів з підведенням теплоти при $p=\text{const}$ (точка 3') і $v=\text{const}$ (точка 3) видно, що при одному і тому ж ступені підвищення тиску π_k і однаковій кількості теплоти q_2 , що відводиться, цикл $v=\text{const}$ вигідніше за цикл при $p=\text{const}$. Це пояснюється більшим ступенем розширення в циклі при $v=\text{const}$, а отже, і більшим значенням термічного ККД. Не дивлячись на цю перевагу, цикл з підведенням теплоти при $v=\text{const}$ широкого вживання в практиці не знайшов у зв'язку з ускладненням конструкції камери згоряння і погіршенням роботи турбіни в пульсуючому потоці газу, хоча роботи по вдосконаленню цього циклу продовжуються.

Відпрацьований газ після газотурбінної установки доцільно направляти в теплообмінний апарат для підігріву повітря, що поступає в камеру згоряння, або віддавати на потреби комунального господарства.

При розрахунках дійсних процесів, які складають цикл припускають, що вони протікають з тепловими, гідравлічними і механічними втратами; робоче тіло (повітря в компресорі і продукти згоряння у турбіні) не вважають ідеальним газом; хімічний склад робочого тіла приймають змінним при підведенні теплоти в камеру згоряння (при згорянні палива).

2.3 Теоретичний та дійсний цикл ГТУ

При розгляді роботи реальних ГТУ (рис.3) необхідно окремо враховувати втрати на необоротність процесів в турбокомпресорі і в газовій турбіні.

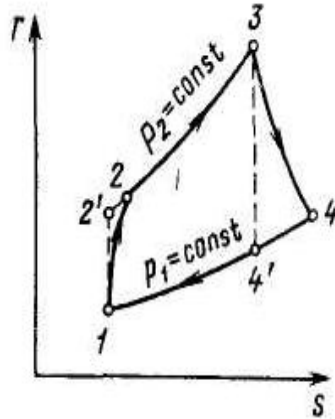


Рис. 3. Теоретичний та дійсний цикл ГТУ.

Витрата енергії на тертя в компресорі веде до збільшення температури робочого тіла, оскільки робота тертя перетворюється на теплоту, яка сприймається робочим тілом, а це призводить до збільшення роботи, що витрачається на стиснення повітря.

Теоретична робота стиснення в компресорі дорівнює:

$$l_{\text{АД}}^{\text{К}} = h_{2'} - h_1,$$

а дійсна:

$$l_i^{\text{К}} = h_2 - h_1,$$

або

$$l_i^{\text{К}} = \frac{l_{\text{АД}}^{\text{К}}}{\eta_{\text{АД}}^{\text{К}}} = \frac{h_{2'} - h_1}{\eta_{\text{АД}}^{\text{К}}},$$

$$l_i^K > l_{\text{АД}}^K,$$

де $\eta_{\text{АД}}^K$ адіабатний к.к.д. турбокомпресора:

$$\eta_{\text{АД}}^K = \frac{l_{\text{АД}}^K}{l_i^K} = \frac{h_{2'} - h_1}{h_2 - h_1};$$

Розширення газу в проточній частині турбіни супроводжується втратами на тертя о стінки сопел, лопаток та завихрення потоку, в результаті чого частина кінетичної енергії робочого тіла перетворюється в теплоту, а ентальпія газу на виході з турбіни h_4 буде більше ентальпії оборотного процесу розширення $h_{4'}$.

Стиснення і розширення газу супроводжується зростанням ентальпії, і ці процеси в Т-s діаграмі не будуть зображатися прямими, які паралельні осі ординат.

Теоретична робота розширення робочого тіла в турбіні дорівнює:

$$l_{\text{АД}}^T = h_3 - h_{4'},$$

а дійсна:

$$l_i^T = h_3 - h_4, \quad l_i^T < l_{\text{АД}}^T.$$

Відношення внутрішньої дійсної роботи розширення реальної турбіни до теоретичної роботи ідеальної турбіни називають внутрішнім відносним к.к.д. газової турбіни:

$$\eta_{oi}^T = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4'}}.$$

Корисна робота ГТУ визначається як різниця роботи розширення продуктів згоряння в турбіні і роботи стиснення повітря в компресорі:

$$l^{\text{ГТУ}} = l^T - l^K.$$

Дійсна корисна робота, яка може бути отримана в ГТУ, дорівнює різниці дійсних робіт розширення в турбіні і стиснення в компресорі:

$$l_{\text{д}}^{\text{ГТУ}} = (h_3 - h_{4'}) \cdot \eta_{oi} - \frac{h_{2'} - h_1}{\eta_{\text{АД}}^K}; \quad \eta_{oi} = \frac{H_i}{H_o}; \quad H_o = h_3 - h_{4'}; \quad H_i = h_3 - h_4,$$

де H_o - наявний тепло перепад; H_i - дійсний теплоперепад.

2.4 Техніко-економічні показники ГТУ

1) Наявний теплоперепад у турбіні, кДж/кг:

$$H_o = \frac{k}{k-1} R T_1 \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right],$$

де k – показник адіабати; R – газова стала [кДж/кгК]; p_1 – початковий тиск [Па]; p_2 – тиск за турбіною [Па]; T_1 – початкова температура [К].

2) Ефективна потужність турбіни, кВт:

$$N_E = G_{\Gamma} H_0 \eta_{OE},$$

де G_{Γ} – витрата продуктів згоряння [кг/с];

η_{OE} – відносний ефективний к.к.д.

3) Внутрішня потужність турбіни, кВт:

$$N_i = \frac{N_E}{\eta_i},$$

де η_m – механічний к.к.д.

4) Питома ефективна витрата палива b_e (кг/кВт, або кг/кВт год):

$$b_E = \frac{G_{\Gamma}}{N_E} = \frac{3600}{H_0 \eta_{OE}}.$$

З ОПИС КОМП'ЮТЕРНОЇ ПРОГРАМИ ДЛЯ РОЗРАХУНКУ ГТУ В ПРОГРАМНОМУ СЕРЕДОВИЩЕ EXCEL

В основу розробки програми для розрахунку циклів ГТУ покладені теоретичні відомості наведені в розділі 2.

Після відкриття програми вводять початкові данні у відповідності до варіанту (рис.4):

Параметри робочого тіла на вході в компресор p_0 , МПа; T_0 , К.

Коефіцієнт повноти згоряння палива в камері $\eta_{к.з.} = 0,97$.

Температура продуктів згоряння перед турбіною T_3 , К.

Витрата повітря G_K , кг/с.

Адіабатний ККД компресора η_K

Адіабатний ККД турбіни η_T

ККД редуктора $\eta_p = 0,98$

ККД електрогенератора $\eta_{Г.}$

Коефіцієнти витрати тиску вхідної шахти $v_{вх} = 0,975$, камери згоряння $v_{к.з.}$, вихідної шахти $v_{вих.} = 0,9447$;

Температура палива $T_{пал}$ – дорівнює температурі при початкових параметрах.

Склад палива у відсотках:

C^p ; H^p ; S^p ; N^p ; O^p ; W^p .

Рис.4 Комп'ютерна програма для розрахунку ГТУ в програмному середовищі EXCEL

Після введення початкових даних задаються декількома значеннями $\pi_{\kappa} = 15, 18, 21, 24, 27$ і знаходять ККД циклу для кожного з них. Будують графічну залежність $\eta = f(\pi_{\kappa})$, за якою і вибирають оптимальне значення π_{κ} .

Розрахунки проводять за наступними формулами:

1. Температурний перепад в компресорі:

$$\Delta T_{\kappa} = T_0 \left(\pi_{\kappa}^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \frac{1}{\eta_{\kappa}}.$$

2. Температура повітря за компресором:

$$T_2 = T_0 + \Delta T_{\kappa}, \text{ К}.$$

3. Ентальпія повітря за компресором $h_{T2} = f(T_2)$, визначається за таблицями додатку кВт/(кг повітря).

4. Ізобарна масова теплоємність палива, $\frac{\kappa D_{\text{ж}}}{\kappa_{\text{г}} \cdot \text{К}}$ Српал = $f(T_{\text{пал}})$ для природного газу (вибір проводять за таблицею 2 додатку)

5. Теоретична витрата повітря, необхідного для спалювання 1 кг палива L_0 , кг/кг:

$$L_0 = \frac{2,67C^p + 8H^p + S^p - O^p}{23,2}.$$

6. Нижча теплота згоряння палива $Q_H^p, \frac{\kappa D_{\text{ж}}}{\kappa_{\text{г}}}$:

$$Q_H^p = [0,34C^p + 1,03H^p - 0,11(O^p - S^p) - 0,025W^p] \cdot 10^3.$$

7. Теоретичний масовий вміст, кг/кг:

- трьохатомних газів L_{CO_2} :

$$L_{CO_2} = 0,0371 (C^p + 0,375 S^p) \eta_{K.3.}$$

- водяної пари L_{H_2O} :

$$L_{H_2O} = (0,09H^p + 0,01W^p) \eta_{K.3.} + 0,016L_0$$

- азоту L_{N_2} :

$$L_{N_2} = 0,768L_0 + 0,01N^p \cdot \eta_{K.3.}$$

- кисню L_{O_2} :

$$L_{O_2} = 0,232L_0(1 - \eta_{K.3.})$$

Сумарний масовий вміст газів L_Γ при $\alpha = 1$

$$L_\Gamma = L_{CO_2} + L_{H_2O} + L_{N_2} + L_{O_2}.$$

Теплоємності, кДж/кг К, приймаються за таблицю 2 додатку:

- вуглекислий газ C_{PCO_2} при T_3
- водяної пари C_{PH_2O} при T_3
- азоту C_{PN_2} при T_3
- кисню C_{PO_2} при T_3
- повітря $C_{P_{ПОВ.Г.}}$ при T_3
- повітря $C_{P_{ПОВ}}$ при T_2

9. Середня масова теплоємність газів C_{P_Γ} при $\alpha=1$, кДж/кг К:

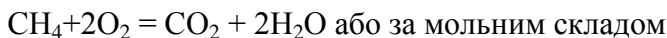
$$C_{P_\Gamma} = \frac{C_{PCO_2} L_{CO_2} + C_{PH_2O} L_{H_2O} + C_{PN_2} L_{N_2} + C_{PO_2} L_{O_2}}{L_\Gamma}.$$

10. Витрати палива в ГТУ, $G_{пал}$, кг/с:

$$G_{Пал} = \frac{G_B [C_{P_{ПОВ.Г.}}(T_3 - 273) - C_{P_{ПОВ}}(T_2 - 273)]}{Q_H^p \cdot \eta_{K.3.} - (1 + L_0)C_{P_\Gamma}(T_3 - 273) + L_0 C_{P_{ПОВ.Г.}}(T_3 - 273) + C_{P_{Пал}}(T_{Пал} - 273)},$$

де $G_B = 1$ кг/с (див. п.3.3).

11. Розрахунок складу продуктів згорання:



$$16 + 64 = 44 + 36$$

а) Кількість кисню, що необхідна для згорання $G_{\text{ПАЛ}}$:

$$X_{\text{O}_2} = \frac{G_{\text{ПАЛ}} \cdot 64}{16}, \text{ кг/с};$$

б) Кількість повітря, що необхідна для згорання $G_{\text{ПАЛ}}$:

$$X'_{\text{ПОВ}} = \frac{X_{\text{O}_2}}{0,21}, \text{ кг/с};$$

в) Кількість азоту в повітрі, яка необхідна для згорання $G_{\text{ПАЛ}}$:

$$X_{\text{N}_2} = X'_{\text{ПОВ}} \cdot 0,79, \text{ кг/с};$$

г) Виходячи з того, що розрахунок ведеться на 1 кг/с повітря, то його кількість за камерою згорання складає:

$$X_{\text{ПОВ}} = 1 - X'_{\text{ПОВ}}, \text{ кг/с}$$

д) Кількість водяної пари за камерою згорання:

$$X_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{G_{\text{ПАЛ}} \cdot 36}{16}, \text{ кг/с};$$

е) Кількість вуглекислого газу:

$$X_{\text{CO}_2} = \frac{G_{\text{ПАЛ}} \cdot 44}{16}, \text{ кг/с};$$

12. За законом адитивності знаходимо істинну ентальпію робочого тіла перед турбіною h_{T3} , кВт/(кг повітря):

$$h_{T3} = h_{T3}^{\text{H}_2\text{O}} \cdot X_{\text{H}_2\text{O}} + h_{T3}^{\text{ПОВ}} \cdot X_{\text{ПОВ}} + h_{T3}^{\text{CO}_2} \cdot X_{\text{CO}_2} + h_{T3}^{\text{N}_2} \cdot X_{\text{N}_2},$$

де значення ентальпій знаходять за таблицею 3 додатку.

13. Теплота, що підводиться до робочого тіла в камері згорання, враховуючи повноту згорання палива в камері:

$$q_{K.3.} = G_B (h_{T_3} - h_{T_2}) / \eta_{K.3.}, \text{кДж} / \text{кг}.$$

14. Для попередніх розрахунків ентальпії робочого тіла за турбіною h_{T4} [кВт/(кг повітря)], приймемо температуру $T_4 = 738 \text{ K}$, маємо:

$$h_{T4} = h_{T4}^{H_2O} \cdot X_{H_2O} + h_{T4}^{ПОВ} \cdot X_{ПОВ} + h_{T4}^{CO_2} \cdot X_{CO_2} + h_{T4}^{N_2} \cdot X_{N_2}.$$

15. Масова витрата робочого тіла за камерою згорання:

$$G_{П.3.} = 1 + G_{П.П.}, \text{кг} / \text{с}.$$

16. Ізобарна теплоємність робочого тіла в турбіні:

$$C_{p_T} = \frac{h_{T_3} - h_{T_4}}{(T_3 - T_4) \cdot G_{П.3.}}, \text{кДж} / (\text{кг} \cdot \text{K}).$$

17. Газова стала в турбіні, R_T [кДж/(кг повітря K)]:

$$R_T = \frac{R_{H_2O} \cdot x_{H_2O} + R_{ПОВ} \cdot x_{ПОВ} + R_{CO_2} \cdot x_{CO_2} + R_{N_2} \cdot x_{N_2}}{G_{П.3.}}.$$

18. Ізохорна теплоємність робочого тіла в турбіні:

$$C_{v_T} = C_{p_T} - R_T, \text{кДж} / (\text{кг повітря K}).$$

19. Показник адіабати робочого тіла в турбіні:

$$K_T = \frac{C_{p_T}}{C_{v_T}}.$$

20. Ступінь розширення в турбіні:

$$\pi_T = \pi_K \cdot \nu_{ВХ} \cdot \nu_{КЗ} \cdot \nu_{ВИХ}.$$

21. Температурний перепад в турбіні, К:

$$\Delta T_T = T_3 \cdot \left(1 - \frac{1}{\pi_T^{\frac{K_T-1}{K_T}}} \right) \cdot \eta_T.$$

22. Температура робочого тіла за турбіною:

$$T'_4 = T_3 - \Delta T_T, K.$$

23. У випадку, коли розбіжність:

$$\frac{(T_4 - T'_4)}{T_4} \cdot 100 \geq 1\%,$$

проводиться перерахунок, починаючи з п. 14, при $T_4 = T'_4$.

24. Питома потужність турбіни:

$$N_T^{ПИТ} = C_{P_T} \cdot G_{П.З.} \Delta T_T, \kappa Bm / \kappa z \cdot \text{повітря}$$

25. Ізобарна теплоємність повітря в компресорі:

$$C_{P_K} = \frac{h_{T_2}^{ПОВ} - h_{T_0}^{ПОВ}}{T_2 - T_0}, \kappa Дж / (\kappa z \cdot K)$$

26. Питома потужність компресора:

$$N_K^{ПИТ} = C_{P_K} \cdot \Delta T_K, \kappa Bm / \kappa z \cdot \text{повітря}.$$

27. Питома корисна потужність на валу ГТУ:

$$N_{ГТУ}^{ПИТ} = N_T^{ПИТ} - N_K^{ПИТ}, \kappa Bm / \kappa z \cdot \text{повітря}.$$

28. Повна корисна потужність на валу ГТУ:

$$N_{ГТУ} = G_K \cdot N_{ГТУ}^{ПИТ}, \kappa Bm.$$

29. Повна корисна потужність на клеммах генератора ГТУ:

$$N = N_{ГТУ} \cdot \eta_p \cdot \eta_{Г}, \text{кВт}.$$

30. Ефективний ККД газотурбогенератора:

$$\eta_e = \frac{N}{G_K \cdot q_{K.3}}.$$

31. Після розрахунків η_e при значеннях заданих у п.3.5 будується графік залежності $\eta_e = f(\pi_K)$. За цим графіком вибирається оптимальне значення π_K , для якого повторюють розрахунок всієї схеми ГТУ.

32. Результати розрахунків при оптимальному значенні η_e^{OPT} заносяться до табл.5.

Зведення балансових показників

1. Перед компресором:

Масова витрата повітря: G_K , кг/с.

Ентальпія: $H_1 = h_{T_1} \cdot G_K$, кВт.

де h_{T_1} - ентальпія повітря при температурі T_1 , кДж/кг.

Температура $T_1 = T_0$, К

Тиск $p_1 = p_0 \cdot v_{ВХ}$, МПа

2. Після компресора

Масова витрата повітря: G_K , кг/с.

Ентальпія: $H_2 = h_{T_2} \cdot G_K$, кВт.

де h_{T_2} - ентальпія повітря при температурі T_2 , кДж/кг.

Тиск $p_2 = p_1 \cdot \pi_K$, МПа.

3. Перед турбіною:

Масова витрата робочого тіла: $G_{П.З.} = G_3 = G_K (1 + G_{П.АЛ})$, кг/с.

Ентальпія: $H_3 = h_{T_3} \cdot G_3$, кВт.

де h_{T_3} - ентальпія повітря при температурі T_3 , кДж/кг.

Тиск $p_3 = p_2 \cdot \nu_{К.З.}$, МПа.

4. Після турбіни:

Масова витрата робочого тіла: $G_4 = G_3 = G_{П.З.}$, кг/с.

Ентальпія: $H_4 = h_{T_4} \cdot G_4$, кВт.

де h_{T_4} - ентальпія повітря при температурі T_4 , кДж/кг.

Тиск $p_4 = p_3 / \pi_T$, МПа.

5. Повна потужність турбіни:

$$N'_T = H_3 - H_4, \text{кВт.}$$

6. Повна корисна потужність на валу ГТУ:

$$N'_{ГТУ} = (H_3 - H_4) - (H_2 - H_1), \text{кВт}$$

7. Повна корисна потужність на клеммах генератора ГТУ:

$$N' = N'_{ГТУ} \cdot \eta_p \cdot \eta_r, \text{кВт}$$

8. Ефективний к.к.д. газотурбогенератора:

$$\eta'_e = \frac{N'}{G_K \cdot q_{К.З.}} \cdot 100, \%$$

4 ПОСЛІДОВНІСТЬ ВИКОНАННЯ РОБОТИ ТА ОФОРМЛЕННЯ ЗВІТУ

Комп'ютерний практикум проводиться у наступній послідовності:

1. Ознайомитись з методичними вказівками, вивчити конспект лекцій за темою завдання і, при необхідності, навчальну літературу.
2. У відповідності з варіантом виписати з таблиці 1 для заданого варіанту вихідні дані і занести їх у таблицю 4.
3. Для вибору ступеню стиснення π_k виконується оптимізація циклу Брайтона при заданих вихідних даних. Для цього задаються певні значення $\pi_k = 15, 18, 21, 24, 27$ і знаходять ККД циклу для кожного з них. Будують графічну залежність $\eta = f(\pi_k)$, за якою і вибирають оптимальне значення π_k .
4. Для оптимального значення π_k повторюють розрахунок всієї схеми ГТУ.
5. Результати розрахунків при оптимальному значенні η_e^{OPT} заносяться до табл.5.

До звіту входять: мета роботи, необхідні теоретичні відомості, відповідні таблиці та графіки, висновки.

Контрольні запитання

1. Які типи ДВЗ вам відомі?
2. На якому паливі можуть працювати поршневі ДВЗ?
3. Які припущення приймаються при термодинамічному дослідженні циклів ГТУ?
4. Що входить до складу газотурбінної установки?
5. За якими циклами працюють ГТУ?
6. Які переваги ГТУ у порівнянні з ДВЗ вам відомі?
7. Описати принцип дії ГТУ за циклом Брайтона.
8. Описати принцип дії ГТУ за циклом Гемфрі.
9. Які втрати необхідно враховувати при роботі реальних ГТУ?
10. Що таке ступінь стиснення π_k та від чого вона залежить?
11. Навести рівняння для визначення ККД ГТУ.
12. Перерахувати техніко-економічні показники ГТУ.

Список рекомендованої літератури

1. Б.Х. Драганов, А.А. Долінський, А.В. Міщенко, Є.М. Письменний. Теплотехніка: Підручник – К.: «ІНКОС», 2005р.. 504 с.
2. Теплотехника А.М. Амерханов, С.И. Исаев, И.А. Кожин и др.: Под ред. В.И. Крутова.-М.: Машиностроение, 1986, -432с.
3. Теплотехника А.М. Архаров, И.А. Архаров, В.Н. Афанасьев и др.: Под ред. А.М. Архарова, В.Н. Афанасьева.-М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004, -712с.
4. Ривкин С.Л. Термодинамические свойства газов, - М., "Энергия", 1973.-286с.

ДОДАТКИ

Таблиця 1 Варіанти індивідуальних завдань

Вар	π_K	T_0, K	T_3, K	$G_K, \text{кг/с}$	η_K	η_T	η_{Γ}	$\nu_{K.3.}$
1	27	253	1573	20	0,85	0,93	0,975	0,96
2	18	313	1273	60	0,86	0,89	0,977	0,94
3	21	283	1373	40	0,88	0,92	0,984	0,93
4	24	303	1473	120	0,9	0,9	0,978	0,95
5	21	263	1423	80	0,87	0,89	0,985	0,94
6	27	293	1523	120	0,89	0,88	0,984	0,93
7	21	273	1323	100	0,9	0,92	0,977	0,96
8	18	313	1273	90	0,88	0,91	0,985	0,95
9	27	253	1523	130	0,85	0,88	0,978	0,94
10	24	293	1473	110	0,87	0,92	0,975	0,93
11	24	303	1423	140	0,9	0,93	0,979	0,96
12	27	273	1573	80	0,86	0,89	0,985	0,95
13	21	263	1323	70	0,89	0,91	0,977	0,93
14	21	283	1373	150	0,88	0,93	0,984	0,94
15	18	313	1273	40	0,9	0,88	0,978	0,93
16	27	253	1573	120	0,85	0,92	0,975	0,94
17	24	303	1423	80	0,87	0,89	0,985	0,95
18	24	263	1473	60	0,89	0,91	0,977	0,96
19	21	293	1323	100	0,85	0,93	0,984	0,94
20	27	273	1523	70	0,88	0,91	0,978	0,95
21	21	283	1373	120	0,87	0,89	0,975	0,96
22	24	313	1423	90	0,86	0,9	0,979	0,93
23	21	253	1373	40	0,9	0,88	0,977	0,95
24	27	303	1573	50	0,87	0,91	0,985	0,94
25	21	313	1323	150	0,88	0,92	0,984	0,96

Таблиця 2 Масові ізобарні теплоємності

T,	Cp_{CH_4}	Cp^{CO_2}	Cp^{H_2O}	Cp^{N_2}	Cp^{H_2O}	Cp^{O_2}
K	кДж/кг					
250		0,7921	1,0023	1,0305		0,9113
300	2,2424	0,8461	1,0039	1,0307	1,8649	0,9171
350	2,3839	0,8945	1,0075	1,0323	1,8808	0,9273
400	2,5457	0,9382	1,0131	1,0355	1,9022	0,9476
450	2,7247	0,9777	1,0205	1,0406	1,9274	1,9556
500	2,9066	1,0132	1,0295	1,0477	1,9555	0,9714
550	3,0911	1,0458	1,0396	1,0563	1,9853	0,9872
600	3,2716	1,0755	1,0506	1,0661	2,0167	1,0025
650	3,4486	1,1024	1,0623	1,0770	2,0494	1,0171
700	3,6180	1,1270	1,0743	1,0886	2,0828	1,0306
750	3,7810	1,1495	1,0863	1,1006	2,1170	1,0430
800	3,9362	1,1699	1,0982	1,1126	2,1517	1,0543
850	4,0847	1,1885	1,1097	1,1244	2,1868	1,0646
900	4,2256	1,2055	1,1208	1,1359	2,2220	1,0738
950	4,3601	1,2210	1,1313	1,1470	2,2575	1,0824
1000	4,4862	1,2353	1,1413	1,1574	2,2929	1,0899
1050	4,6052	1,2485	1,1505	1,1653	2,3280	1,0968
1100	4,7175	1,2605	1,1591	1,1766	2,3628	1,1033
1150	4,824	1,2716	1,1671	1,1852	2,3973	1,1093
1200	4,9240	1,2819	1,1746	1,1933	2,4311	1,1149
1250	5,0185	1,2915	1,1815	1,2009	2,4642	1,1201
1300	5,1065	1,3004	1,1880	1,2081	2,4965	1,1250
1350	5,1890	1,3087	1,1941	1,2148	2,5278	1,1296
1400	5,2651	1,3199	1,1999	1,2212	2,5581	1,1339
1450	5,3356	1,3236	1,2054	1,2272	2,5872	1,1382
1500		1,330	1,2106	1,2329	2,6152	1,1421
1550		1,3466	1,2156	1,2381	2,6420	1,1458
1600		1,3470	1,2204	1,2430	2,6677	1,1496

Таблиця 3 Ентальпія продуктів згорання

T, K	$h^{CO_2}, \frac{kJ}{kg}$	$h^{POB}, \frac{kJ}{kg}$	$h^{N_2}, \frac{kJ}{kg}$	$h^{H_2O}, \frac{kJ}{kg}$
250	173,56	250,17	257,68	460,05
300	214,55	300,31	309,2	553,07
350	258,08	350,59	360,77	646,68
400	303,92	401,1	412,46	741,23
450	351,83	451,93	464,35	836,96
500	401,63	503,17	516,54	934,01
550	453,14	554,89	569,13	1032,51
600	506,2	607,13	622,17	1132,55
650	560,67	659,95	675,79	1234,19
700	616,43	713,37	729,87	1337,48
750	673,36	767,38	784,6	1442,47
800	731,36	821,99	839,93	1549,18
850	790,34	877,2	895,85	1657,64
900	850,2	932,97	952,37	1767,86
950	910,88	989,28	1009,45	1879,85
1000	972,3	1046,1	1067,06	1993,6
1050	1034,4	1103,4	1125,19	2109,12
1100	1097,13	1161,15	1183,79	2226,4
1150	1160,44	1219,31	1242,84	2345,41
1200	1224,29	1277,86	1302,31	2466,12
1250	1288,63	1336,76	1362,17	2588,51
1300	1353,43	1396,0	1422,4	2712,54
1350	1418,67	1455,56	1482,97	2838,15
1400	1484,3	1515,42	1543,88	2965,31
1450	1550,31	1575,55	1605,09	3093,96
1500	1616,65	1635,96	1666,6	3224,03
1550	1683,32	1696,62	1728,38	3355,47
1600	1750,27	1757,52	1790,41	3488,23

Таблиця 4 Вихідні дані для розрахунку циклу ГТУ

В-Г	T ₀ , К	T ₃ , К	G _к , кг/с	η _к	η _т	η _г	v _{к.з.}	η _{ЕФ1}	η _{ЕФ2}	η _{ЕФ3}	η _{ЕФ4}	η _{ЕФ5}	η _{ЕФ} ^{ОПТ}

Таблиця 5 Результати розрахунку при $\eta_e^{ОПТ} = \dots$

ΔT _к	T ₂	L _о	Q _н ^р	L _г	C _р ^г	G _{ПАЛ}	G _{П.з.}	K _т	π _т	N _т ^{ПИТ}	N _к ^{ПИТ}	N _{ГТУ} ^{ПИТ}	N ^{ГТУ}